

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ФРИКЦИОННЫХ АВТОКОЛЕБАНИЙ В ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ РУДНИЧНОГО ЭЛЕКТРОВОЗА ПРИ БУКСОВАНИИ

Известно, что буксование и юз колес в электровозах может сопровождаться снижением силы тяги, надежностью, безопасностью движения, а также повышением износа колес и рельс, потерь электроэнергии, акустических шумов и пр.[1] В 1958-60 гг. на шахтах Донбасса возникла проблема поломок осей колесных пар, в результате чего вышли из строя более 150 электровозов, поставив под угрозу процесс угледобычи[2]. Выяснилось, что их причиной стали большие значения упругих моментов в осях из-за возникавших фрикционных автоколебаний (АКФ), сопровождавшихся резонансным явлением, при котором коэффициент динамичности доходил до 16-20. Причиной АКФ явилась динамическая неустойчивость системы привода колесной пары при нахождении рабочей точки на падающем участке характеристики трения, на котором электропривод (ЭП) представляет собой электромеханическую систему (ЭМС) с отрицательным вязким трением (ОВТ). Увеличение диаметра и качества стали осей колесной пары не устранили поломок. Смещение же приводной зубчатой передачи с середины оси, позволило устранить механический резонанс и снизить до допустимых значений величины упругих моментов.

В то же время смещение зубчатого колеса с середины оси, т.е. с узлового сечения, привело к передаче упругих колебаний через зубчатое колесо на вал электродвигателя (ЭД). Это должно вызвать колебания ротора, а следовательно и колебания в кривой тока двигателя. Было предложено, отфильтровывая из кривой тока пульсации с частотой АКФ, использовать данную информацию для построения датчика распознавания буксования колес и системы автоматического устранения буксования[3].

Применение асимптотических методов нелинейной механики для расчета необходимых при создании датчика параметров АКФ показали исключительную громоздкость вычислений и не давали должного соответствия экспериментальным данным[4].

Цель настоящей работы – путем компьютерного исследования установить влияние смещения зубчатого колеса относительно середины оси на параметры фрикционных автоколебаний и пульсаций тока якоря. Сигнал датчика используется в системе управления для снижения напряжения преобразователя, питающего тяговый электродвигатель, что, в свою очередь, приводит к устранению избыточного проскальзывания колес, относительно рельс.

Структурная схема исследуемой ЭМС представлена на рисунке 1. Особенностью математической модели является разветвленный характер упругих кинематических связей в механической части ЭП. Все параметры модели приведены к скорости ЭД. В ней  $C_2$  и  $C_3$  – приведенные жесткости частей оси от зубчатого колеса до одного и второго колес колесной пары, соответственно. Связь между якорем ЭД и зубчатым колесом принята абсолютно жесткой. Нагрузка для каждого из колес определялась характеристикой трения и представлялась нелинейной в «большом», но линеаризованной по участкам, (рисунок 2), где I – участок упругого скольжения, II – падающий участок, на котором увеличение скорости проскальзывания сопровождается снижением силы трения (сцепления), III – участок незначительного изменения трения от скорости и IV – возрастания момента трения с увеличением скорости скольжения с незначительной крутизной. Параметр характеризующий приведенную жесткость механической характеристики нагрузки  $\beta_c = \Delta M_c / \Delta \omega_{ск}$ . На первом участке  $\beta_{c1}$  значительно больше нуля, на втором  $\beta_{c2} < 0$ , на третьем  $\beta_{c3} = 0$  и на четвертом  $\beta_{c4} > 0$ , но существенно меньше  $\beta_{c1}$ .  $J_2, J_3$  – равные, приведенные к скорости вала ЭД моменты инерции колес.  $J_1$  – момент инерции ротора двигателя. В большинстве рудничных электровозов используются электроприводы с ЭД последовательного возбуждения, однако известны разработки ЭП на основе ЭД с независимым возбуждением и с асинхронным двигателем, которые могут быть представлены в математической модели аperiодическим звеном первого порядка[5], если рабочая точка не выходит за пределы линейного участка их механической характеристики. При моделировании использовались параметры рудничного электровоза АРП-14:  $J_1 = 98 \text{ кгм}^2$ ,  $J_2 = J_3 = 15.5 \text{ кгм}^2$ ,  $C_2 = 2.11 \times 10^6 \text{ Нм}$ ,  $C_3 = 6.37 \times 10^6 \text{ Нм}$ ,  $T_\tau = 0.0411 \text{ с}$ ,  $\beta = 3.01 \text{ Нмс}$ . Принималось также, что приведенная к валу ЭД скорость движения электровоза неизменна, что вполне допустимо учитывая

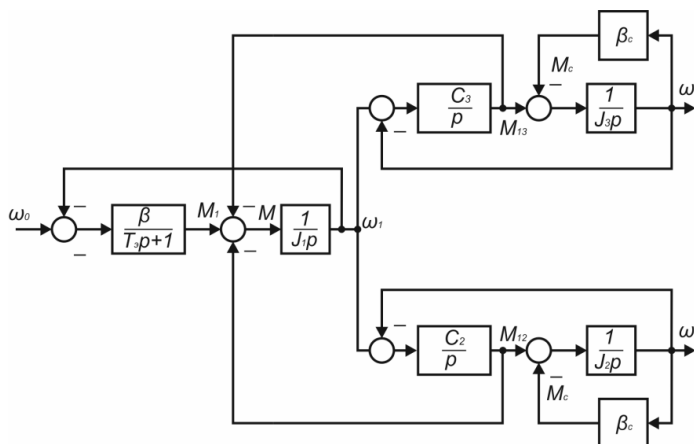


Рисунок 1. Структурная схема 3х массовой ЭМС с разветвленными кинематическими связями с ОВТ

инерционность состава, а также достаточно высокую частоту АКФ, более 30 Гц. В этом случае данная скорость не оказывает влияния на динамические свойства системы, в связи с чем, под  $\omega_0$  понимается скорость холостого хода ЭД за вычетом приведенной линейной скорости электровоза.

Моделирование производилось следующим образом: На вход системы ЭП подавался скачок сигнала задания  $\omega_0$ , соответствующий статической механической характеристике ЭП, которая обеспечила бы точку статического равновесия С в зоне четвертого участка характеристики нагрузки. В результате этого по мере нарастания скорости скольжения рабочая точка последовательно проходила участок I – упругого скольжения, II – падающий участок, III с  $\beta_{c3}=0$  и IV – участок с медленным возрастанием нагрузки. Временные диаграммы момента М, прикладываемого к массе  $J_1$ , (рисунок 3а, 3б, 3в) показывают, что во всех случаях при прохождении первого участка автоколебаний нет.

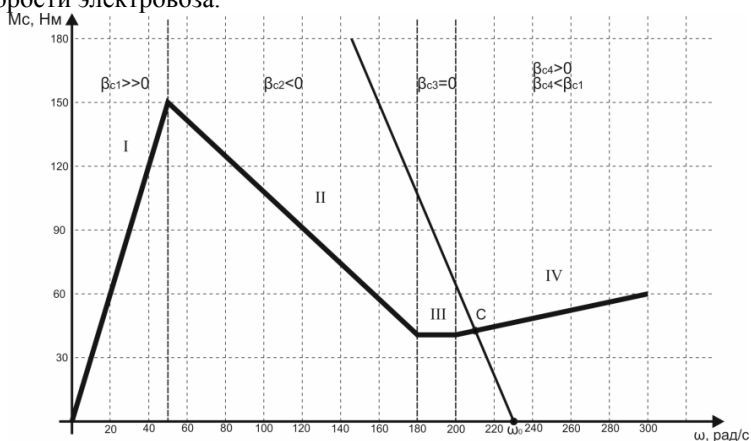
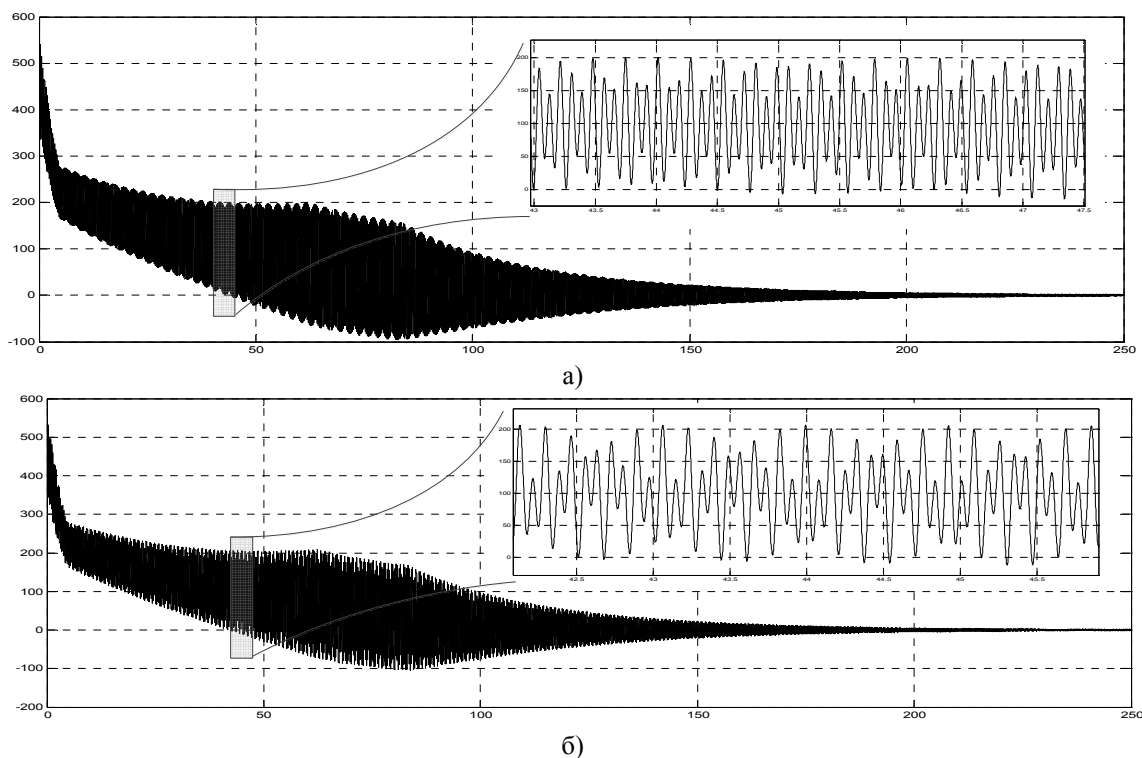


Рисунок 2. Характер нагрузки

По мере перемещения по падающему участку амплитуда упругих колебаний передающихся на вал двигателя сначала возрастает, затем по мере приближения к участку III уменьшается, после чего затухает, что полностью соответствует физическому представлению о природе АКФ. Обращает на себя внимание тот факт, что при скачкообразном приложении напряжения на якорь ЭД и развитии избыточного проскальзывания фрикционные автоколебания существенной величины имеют место в течение более 100 секунд. Этого времени достаточно не только для автоматического снижения питающего напряжения, но и для ручного управления, чтобы избежать втягивания ЭП в зону больших скоростей скольжения, при которых АКФ исчезают. Упругий момент М, вызывающий колебания ротора двигателя равен алгебраической сумме упругих моментов полуосей колесной пары и момента ЭД.

На рисунках 3а, 3б, 3в представлены временные диаграммы момента М. Как видим, при разных соотношениях длин полуосей колесной пары (рисунки 3а, 3б, 3в), действительно, в кривой момента  $M_1$ , пропорциональной току якоря, имеются пульсации (рисунок 3г). Эти пульсации, вызывая колебания ротора, создают пульсации в кривой тока якоря с частотой, определяемой, в основном, механической частью системы и не зависят сколь-нибудь существенно от других параметров. Настройкой фильтра на вышеуказанную частоту можно зафиксировать возникновение и развитие процесса буксования. Однако при равных длинах полуосей имеет место режим, сопровождающийся явлением первого механического резонанса, при котором упругий момент в осях резко возрастает, но на вал ЭД не передается.



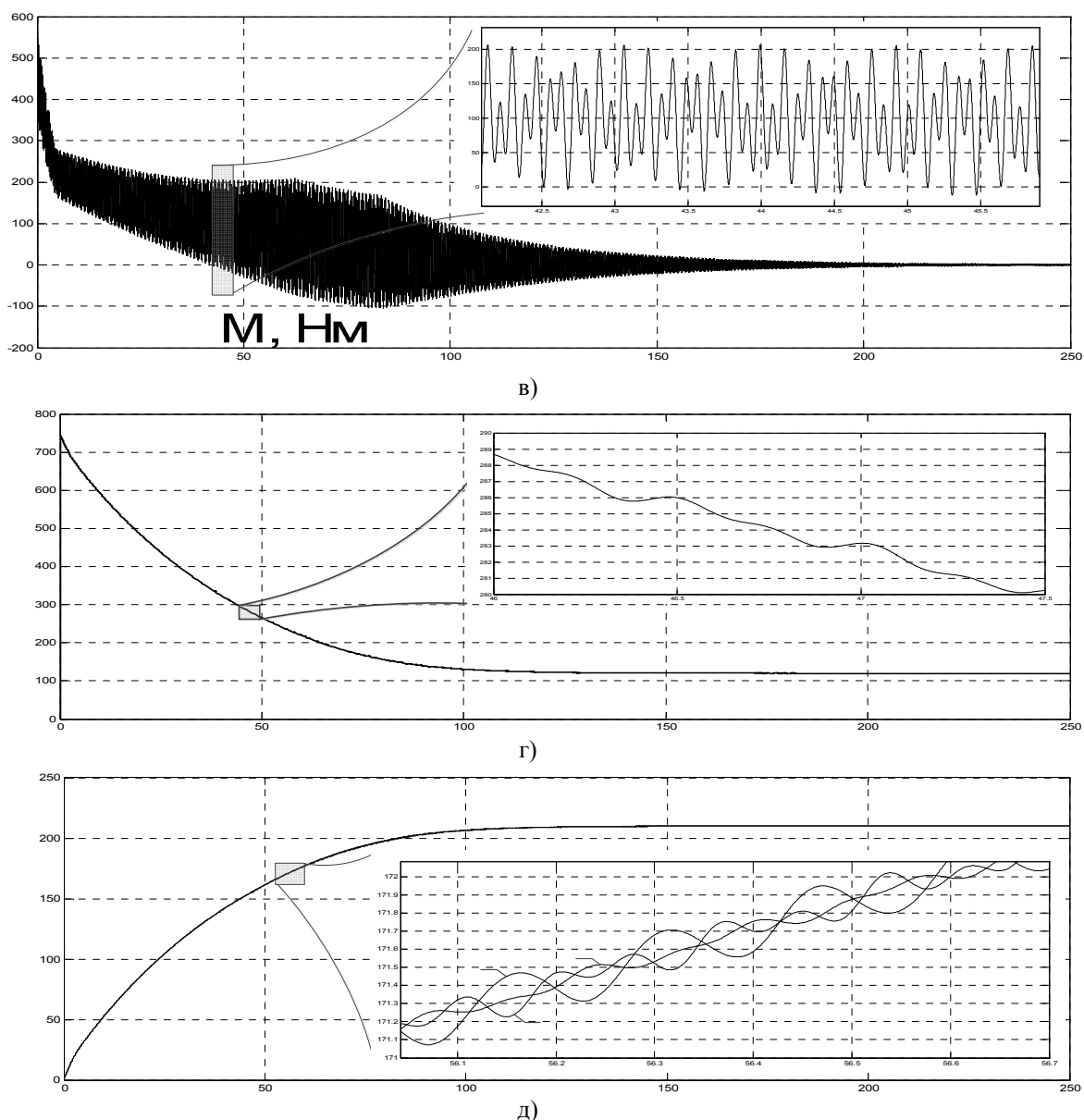


Рисунок 3 – 3а – форма момента при разгоне при соотношении полуосей 1:2, 3б – форма момента при разгоне при соотношении полуосей 1:3, 3в – форма момента при разгоне при соотношении полуосей 1:4, 3г – форма электромеханического момента двигателя

**Вывод:** При буксовании колес рудничного электровоза в электроприводе со смещенным зубчатым колесом в кривой тока тягового ЭД возникают пульсации тока. Эти пульсации порождены фрикционными автоколебаниями и могут быть использованы для определения начала буксования и построения датчика его распознавания, а также системы реализации силы тяги по сцеплению.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Волотковский С.А. Рудничная электровозная тяга. - М.: Недра, 1981. – 389 с.
2. Шахтарь П.С., Ренгевич А.А. Причины поломок осей рудничных электровозов//Сб. Вопросы рудничного транспорта.-М.:Госгортехиздат, 1962.
3. Клепиков В.Б., Касторный П.М., Кутовой Ю.Н. Устройство для защиты от буксования и юза рельсовых транспортных средств, АС№1418105, Бюлл. изобр. №31, 1998
4. Увгустье Осиноби Самуэль Моделирование системы «Преобразователь-электродвигатель-колесная пара» как объекта управления при фрикционных автоколебаниях. канд. дисс. X. 1984.,153 с.
5. Ключев В.И., Теория электропривода: Учеб. Для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.:Энергоиздат, 2001. – 704с.: ил.